

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Boris Skender

Zagreb, 2009.

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Voditelj rada:

Prof. dr. sc. Mladen Andrassy

Boris Skender

Zagreb, 2009.

Izjava

Izjavljujem da sam završni rad izradio samostalno, koristeći znanje stečeno tijekom studija, služeći se navedenom literaturom i uz nadzor mentora prof. dr. sc. Mladena Andrassya.

Listopad, 2009.

Boris Skender

Zahvala

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Mladenu Andrassyu na strpljenju i stručnoj pomoći koju mi je pružio tijekom izrade ovog završnog rada.

Ujedno se zahvaljujem svojoj obitelji, prijateljima i kolegama koji su mi pružili podršku tijekom studiranja.

Sažetak rada

Predmet ovog završnog rada je projekt rotornog rashladnog kompresora za dizalicu topline za hlađenje i grijanje stambenih prostora. Agregat se sastoji od dva paralelno spojena kompresora sa ekscentrično rotirajućim stapom (lamelni kompresor) koji je nazivnog rashladnog učina 5 kW pri vanjskoj temperaturi od 28°C. Radna tvar je R410A.

Projekt se sastoji od proračuna osnovnih dimenzija kompresora obzirom na traženi učin. Prema dobivenim osnovnim veličinama je razrađena tehnička dokumentacija dijelova potrebnih za izradu kompresora i sklopni crtež. Kompresor je predviđen za postavljanje u hermetički zatvoreno kućište. Izvan kućišta je predviđena regulacija paralelno spojenih tlačnih vodova agregata. Ispitan je raspoloživi učin obzirom na regulaciju, kao i promjena parametara rada s obzirom na raspon temperatura kondenzacije i isparavanja.

POPIS SLIKA

1.	Slika 1 – Prikaz procesa u Ts dijagramu	3
2.	Slika 2 – Shema kompresora	5
3.	Slika 3 – Ventil u presjeku	9
4.	Slika 4 – Otvor ventila u tlocrtu	10
5.	Slika 5 – Shematski prikaz opterećenja lamele	12
6.	Slika 6 – Dijagram izvučenosti lamele i tlaka u cilindru u ovisnosti o kutu	13
7.	Slika 7 – Stezni spoj mjedene čahure i kućišta, te mjedene čahure i stapa	15
8.	Slika 8 – $\lambda \psi$ dijagram	22
9.	Slika 9 – $Q\lambda$ dijagram	23
10.	Slika 10 – $Q\lambda$ dijagram kondenzacije	23
11.	Slika 11 – $Q\vartheta$ dijagram kondenzacije	24
12.	Slika 12 – $\vartheta\lambda$ dijagram kondenzacije	24
13.	Slika 13 – $Q\lambda$ dijagram isparavanja	25
14.	Slika 14 – $Q\vartheta$ - dijagram isparavanja	26
15.	Slika 15 – $\vartheta\lambda$ dijagram isparavanja	26

POPIS TABLICA

1.	Tablica 1 – Parametri rashladnog procesa.....	4
2.	Tablica 2 - Tablica s variranom duljinom stapa.....	8
3.	Tablica 3 – Primjena volumetrijskog stupnja djelovanja u ovisnosti o omjeru kompresije.....	21
4.	Tablica 4 – Promjena učina uslijed promjene volumetrijskog stupnja djelovanja λ	22
5.	Tablica 5 – Promjena učina ovisno o temperaturi kondenzacije	23
6.	Tablica 5 – Ovisnost učina o promjeni temperature isparavanja	24

SADRŽAJ

1.	TEHNIČKI OPIS.....	1
1.1.	TEHNIČKE KARAKTERISTIKE KOMPRESORSKOG AGREGATA.....	1
1.2.	OPIS KOMPRESORSKOG AGREGATA.....	1
1.3.	PREDVIĐENA UPOTREBA KOMPRESORSKOG AGREGATA.....	2
2.	PRORAČUN OSNOVNIH DIMENZIJA KOMPRESORA	3
2.1.	OSNOVNI PARAMETRI.....	3
2.2.	IZRAČUN POTREBNE DOBAVE KOMPRESORA	4
2.3.	OSNOVNE DIMENZIJE KOMPRESORA.....	5
2.4.	PRORAČUN SLOBODNOG PROSTORA ZA PODIZANJE VENTILA	9
3.	PRORAČUN OPTEREĆENIH DIJELOVA NA ČVRSTOĆU	12
3.1.	SAVIJANJE LAMELE.....	12
3.2.	NAPREZANJE NA ODREZ	14
3.3.	STEZNI SPOJEVI.....	15
3.4.	PRORAČUN ČVRSTOĆE VIJAKA M6 [4].....	19
4.	PROMJENA DOBAVE KOMPRESORA	21
4.1.	PROMJENA USLIJED PROMJENE VOLUMETRIJSKIH GUBITAKA PROPUŠTANJA λ	21
4.2.	USLIJED PROMJENE TEMPERATURE KONDENZACIJE U REŽIMU HLAĐENJA (ISPARAVANJE NA 6°C [6])	23
4.3.	USLIJED PROMJENE TEMPERATURE ISPARAVANJA U REŽIMU GRIJANJA (KONDENZACIJA NA 25°C [6]).....	25
5.	ZAKLJUČAK.....	27
6.	LITERATURA	28
7.	PRILOG.....	29
8.	CRTEŽI.....	30

1. TEHNIČKI OPIS

U ovom poglavlju navest ćemo tehničke karakteristike kompresorskog agregata, opisati njegov rad i predviđenu upotrebu.

Započinjemo tehničkim karakteristikama kompresorskog agregata.

1.1. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE KOMPRESORSKOG AGREGATA

Kompresor je radni stroj koji stlačivanjem plina, plinu povisuje energetska razinu, tj. dovodi ga u energetski vrijednije stanje.

U ovom radu izveden je agregat za dizalicu topline za hlađenje i grijanje stambenih prostora.

Radna tvar u ovom kompresorskom agregatu je R410A.

Kompresorski agregat ima slijedeće karakteristike:

- Nazivni rashladni učin: 5 kW
- Vanjska temperatura okoliša: 28°C
- Omjer kompresije: 2.5
- Nazivna brzina vrtnje: 1440 min⁻¹

Nastavljamo opisom agregata.

1.2. OPIS KOMPRESORSKOG AGREGATA

Agregat se sastoji od dva paralelno spojena kompresora s ekscentrično rotirajućim stapom (lamelni kompresor). Svaki od kompresora ima zaseban izlaz na visokotlačnoj strani i zajednički usis. Cilindri kompresora su izvedeni zasebno i na njima se nalaze utori za sklop lamele i opruge, a stapovi su izvedeni na zajedničkom vratilu. Tlačni ventili su izvedeni na poklopcima cilindara, a usisni otvor je zajednički za oba cilindra te se nalazi na ploči koja ujedno zatvara svaki pojedini cilindar i međusobno ih odjeljuje. Podmazivanje agregata je izvedeno kroz vratilo pri čemu mora biti korišteno odgovarajuće mazivo ulje s obzirom na temperature i radnu tvar.

Paralelnim spojem kompresora omogućena je regulacija 50% dobave kompresora ugradnjom kontrolnog ventila.

1.3. PREDVIĐENA UPOTREBA KOMPRESORSKOG AGREGATA

Kompresorski agregat je predviđen za ugradnju u hermetički zatvoreno kućište zajedno sa pogonskim elektromotorom. Njegova namjena je ugradnja u kondenzacijsku jedinicu dizalice topline.

2. PRORAČUN OSNOVNIH DIMENZIJA KOMPRESORA

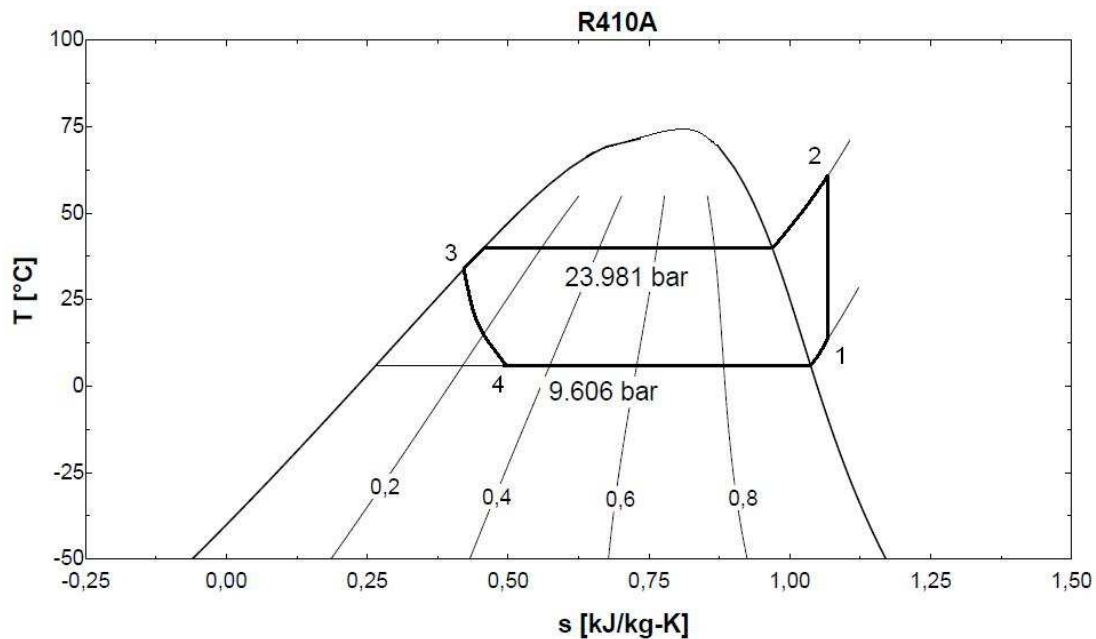
U ovom navest ćemo osnovne parametre rada kompresora, izračunati potrebnu dobavu i dimenzije kompresora, te napraviti proračun slobodnog prostora za podizanje ventila.

2.1. OSNOVNI PARAMETRI

Osnovni parametri rada kompresora su:

radna tvar	R410A,
nazivni rashladni učin	$Q = 5 \text{ kW}$,
vanjska temperatura	$\vartheta_{\text{ok}} = 28^\circ\text{C}$,
temperatura kondenzacije	$\vartheta_k = 35^\circ\text{C}$,
temperatura isparavanja	$\vartheta_i = 6^\circ\text{C}$,
pothlađenje kondenzata	$\Delta\vartheta_{\text{pk}} = 5^\circ\text{C}$,
pregrijanje pare	$\Delta\vartheta_{\text{pp}} = 5^\circ\text{C}$.

Rashladni proces prikazan je Slikom 1.



Slika 1 - Prikaz procesa u Ts dijagramu

Parametri rashladnog procesa dani su u Tablici 1.

	ϑ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [m³/kg]	ρ [kg/m³]
1	11	9,606	210	-0,162	0,028	35,71
2	55	23,981	232	-0,162	0,01145	87,34
3	35	23,981	38			
4	6	9,606	38			

Tablica 1 – Parametri rashladnog procesa

Nastavljamo izračunom potrebne dobave kompresora.

2.2. IZRAČUN POTREBNE DOBAVE KOMPRESORA

Ukupno potreban maseni protok radne tvari [1]:

$$q_o = h_1 - h_4 = 210 - 38 = 172 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{mRT} = \frac{Q}{q_o} = \frac{5000 \cdot 3.6}{172} = 104.65 \text{ kg/h}$$

$$q_{mRT} = 0,02907 \text{ kg/s}$$

Maseni protok jednog kompresora u paralelnom spoju:

$$q_1 = 0.5 \cdot q_{mRT} = 0.5 \cdot 0.02907$$

$$q_1 = 0.01453 \text{ kg/s}$$

Specifični volumen radne tvari u točki 1:

$$v_1 = 0.028 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Potreban volumni protok radne tvari na usisu kompresora:

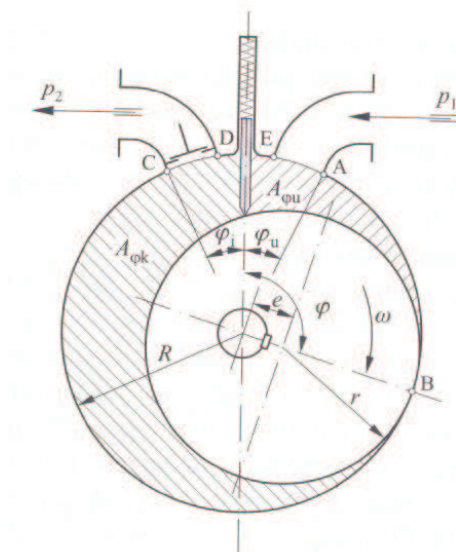
$$q_{vd} = v_1 \cdot q_1 = 0.028 \cdot 0.01453 = 0.0004069 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dobava kompresora [2]:

$$q_{vd} = \left[\frac{1}{2} (R^2 - r^2) (2\pi - \varphi_u) + re \left(\sin \varphi_u + \frac{e}{4r} \sin 2\varphi_u \right) \right] \cdot l \cdot \lambda \cdot n \quad (1)$$

2.3. OSNOVNE DIMENZIJE KOMPRESORA

Shema principa rada kompresora dana je na Slici 2.



Slika 2 – Shema kompresora

Osnovne dimenzije kompresora se računaju prema izrazu (1) uz pomoć izraza za međusobni odnos pojedinih veličina i iznosa pojedinih veličina dobivenih iz literature [2].

$$q_{vd} = \left[\frac{1}{2} (R^2 - r^2) (2\pi - \varphi_u) + re \left(\sin \varphi_u + \frac{e}{4r} \sin 2\varphi_u \right) \right] \cdot l \cdot \lambda \cdot n, \quad (1)$$

pri čemu su:

R	[m]	radijus cilindra,
r	[m]	radijus stapa,
e	[m]	ekscentricitet stapa,
l	[m]	duljina stapa, cilindra,
$\varphi_u = 25^\circ$		kut zamaka usisnog otvora od lamele,
$\lambda = 0,75$		volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja [1],
$n = 24 \text{ o/s}$		broj okretaja (1440 o/min).

Odnosi među navedenim veličinama su:

$$e = R - r$$

$$\varepsilon = \frac{e}{r} = 0,2$$

$$l = r.$$

Iz navedenog proizlazi:

$$e = 0,2r$$

$$0,2r = R - r$$

$$1,2r = R.$$

Uvrštavanjem tih veličina u izraz (1) imamo

$$q_{vd} = \left[\frac{1}{2} ((1,2r)^2 - r^2) (2\pi - \varphi_u) + r \cdot 0,2r (\sin \varphi_u + \frac{0,2r}{4r} \sin 2\varphi_u) \right] \cdot r \cdot 0,75 \cdot 24,$$

tj.

$$0,00041 = \left[\frac{1}{2} (1,44r^2 - r^2) \left(2\pi - \frac{25\pi}{180} \right) + 0,2r^2 (\sin 25 + 0,05 \sin 50) \right] \cdot r \cdot 0,75 \cdot 24.$$

Odatle slijedi

$$0,00041 = \left[\frac{\pi}{2} 0,44r^2 \left(2 - \frac{25}{180} \right) + 0,2r^2 (\sin \varphi_u + 0,05 \sin 2\varphi_u) \right] \cdot r \cdot 0,75 \cdot 24,$$

odnosno

$$0,00041 = \left[\frac{\pi}{2} 0,44 \left(2 - \frac{25}{180} \right) + 0,2 (\sin 25 + 0,05 \sin 50) \right] \cdot r^3 \cdot 0,75 \cdot 24,$$

tj.

$$0,00041 = [1,28631 + 0,09218] \cdot r^3 \cdot 0,75 \cdot 24.$$

Nakon sređivanja izraza dobivamo

$$0,00041 = 24,8128r^3,$$

tj.

$$r = \sqrt[3]{\frac{0,0004069}{24,8128}},$$

te konačno dobivamo

$$r = 0,025 \text{ m.}$$

Uvrštavanjem dobivene veličine dobivamo da je

$$R = 0,03 \text{ m,}$$

$$e = 0,005 \text{ m,}$$

i

$$l = 0,025 \text{ m.}$$

Uvrštavanjem u izraz (1) dobivamo

$$q_{vd} = \left[\frac{1}{2} (0,030^2 - 0,025^2) (2\pi - 0,436332) + 0,025 \cdot 0,005 \left(\sin 25 + \frac{0,005}{4 \cdot 0,025} \sin(2 \cdot 25) \right) \right] \cdot 0,025 \cdot 0,75 \cdot 24,$$

odakle je

$$q_{vd} = 0,00039029 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Rashladni učin dva kompresora u paralelnom spoju iznosi

$$Q_{stv} = 4794,9 \text{ W,}$$

što ne zadovoljava traženi učin.

Kako dobivene veličine ne zadovoljavaju traženu dobavu, moramo promijeniti jednu od veličina. Zbog jednostavnijeg proračuna i izrade varirat ćemo duljinu stapa, tj. cilindra kao što je prikazano u Tablici 2.

λ	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
l [m]	0,0255	0,0256	0,0257	0,0258	0,0259	0,026	0,0261	0,0262	0,0263
n [m]	24	24	24	24	24	24	24	24	24
R [m]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
r [m]	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
e [m]	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
e/r	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$n \cdot \lambda \cdot l$	0,459	0,4608	0,4626	0,4644	0,4662	0,468	0,4698	0,4716	0,4734
$A \times 10^{-3}$	0,86156	0,86156	0,86156	0,86156	0,86156	0,86156	0,86156	0,86156	0,86156
$q_{Vd} \times 10^{-3}$ [m ³ /s]	0,3955	0,397	0,3986	0,4001	0,4017	0,4032	0,4048	0,4063	0,4079
Q [W]	4858,4	4877,5	4896,6	4915,6	4934,7	4953,7	4972,8	4991,8	5010,9

Tablica 2 – Tablica s variranom duljinom stapa

Prema rezultatima tablice odabrali smo duljinu stapa, tj. cilindra 0,0263 m, te imamo sljedeće veličine

$\varphi_u = 25^\circ$	kut zamaka usisnog otvora od lamele [2],
$r = 0,025$ m	radijus stapa,
$e = 0,005$ m	ekscentricitet stapa ($e = R - r$) [2],
$R = 0,030$ m	radijus cilindra,
$l = 0,0263$ m	duljina cilindra, duljina stapa,
$n = 24$ o/s	broj okretaja (1440 min^{-1}),
$\lambda = 0,75$	volumetrijski gubitci uslijed propuštanja [2],

Dobava jednog kompresora s obzirom na odabrane dimenzije iznosi

$$q_{Vd} = \left[\frac{1}{2} (0,030^2 - 0,025^2) (2\pi - 0,436332) + 0,025 \cdot 0,005 \left(\sin 25 + \frac{0,005}{4 \cdot 0,025} \sin(2 \cdot 25) \right) \right] \cdot 0,0263 \cdot 0,75 \cdot 24,$$

odakle je

$$q_{Vd} = 0,00040746 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rashladni učin dva kompresora u paralelnom spoju iznosi

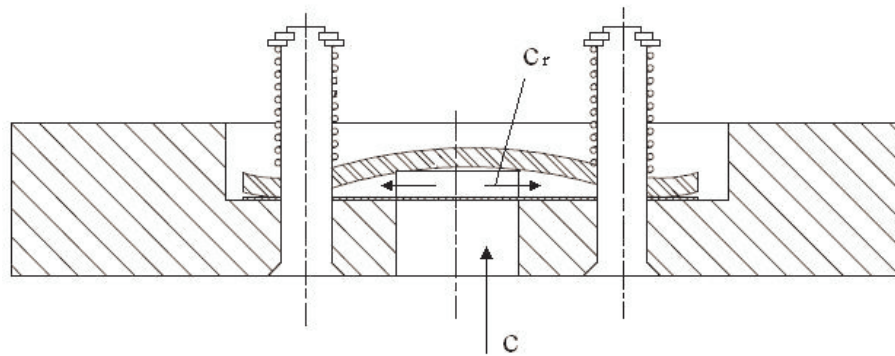
$$Q_{stv} = 5010,9 \text{ W},$$

što zadovoljava traženi učin.

Nastavljamo proračunom slobodnog prostora za podizanje ventila.

2.4. PRORAČUN SLOBODNOG PROSTORA ZA PODIZANJE VENTILA

Ventil u presjeku prikazan je Slikom 3.



Slika 3 – Ventil u presjeku

Projektne podaci su:

$$q_{vd} = 0,00040746 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{dobava jednog stapa,}$$

$$n = 24,16 \text{ o/s} \quad \text{broj okretaja vratila,}$$

i

$$h_{stv} = 0,00266 \text{ m} \quad \text{maksimalna visina progiba pločice ventila.}$$

Usisani volumen u jednom okretaju dan je izrazom

$$V_{u1} = \frac{q_{vd}}{n},$$

odakle uvrštavanjem dobivamo

$$V_{u1} = 0,000016865 \text{ m}^3$$

Usisana masa plina u jednom okretaju iznosi

$$m = 0,0014729 \text{ kg},$$

pri čemu smo uzeli

$$\rho_2 = 87,336 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

Vrijeme otvorenosti ventila pri istiskivanju τ_{is} dano je izrazom

$$\tau_{is} = \frac{1}{n} \cdot \frac{2\pi - \varphi_{is} - \varphi_i}{2\pi},$$

pri čemu je φ_{is} kut zakreta stapa kod kojeg dolazi do otvaranja ventila, a φ_i kut zamaka ventila od lamele [2]. Veličina kuta φ_i iznosi 25° , tj. $0,4363 \text{ rad}$, a veličina kuta φ_{is} iznosi 188° , tj. $3,2381 \text{ rad}$, kao što je vidljivo iz priloga.

Uvrštavanjem u gornji izraz dobivamo

$$\tau_{is} = \frac{1}{24} \cdot \frac{2\pi - 3,2381 - 0,4363}{2\pi},$$

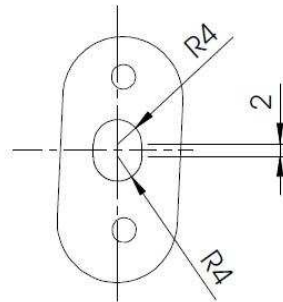
odakle je

$$\tau_{is} = 0,0173 \text{ s}.$$

Brzina strujanja plina kroz otvor ventila na kućištu c dana je izrazom [2]

$$c = \frac{m}{\rho A_v \tau_{is}},$$

gdje je $A_v = 0,00005826 \text{ m}^2$ površina otvora za istrujavanje kao na Slici 4 [2].



Slika 4 – Otvor ventila u tlocrtu

Uvrštavanjem dobivamo

$$c = \frac{0,0014729}{87,336 \cdot 0,00006626 \cdot 0,0173},$$

tj.

$$c = 14,71 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Površina istrujavanja A_r pri maksimalnoj otvorenosti $h = 0,00266$ m iznosi

$$A_r = d_v \cdot \pi \cdot h + l_v \cdot h,$$

pri čemu je $d_v = 0,004$ m dijametar kružnog dijela, a $l_v = 0,002$ m udaljenost između središta kružnih dijelova otvora.

Nakon uvrštavanja dobivamo

$$A_r = 0,0000387 \text{ m}^2.$$

Brzina strujanja plina između pločice i sjedišta ventila c_r pri maksimalnoj otvorenosti dana je izrazom

$$c_r = \frac{m}{\rho A_r \tau_{is}},$$

odakle je

$$c_r = \frac{0,0014729}{87,336 \cdot 0,0000387 \cdot 0,0173},$$

tj.

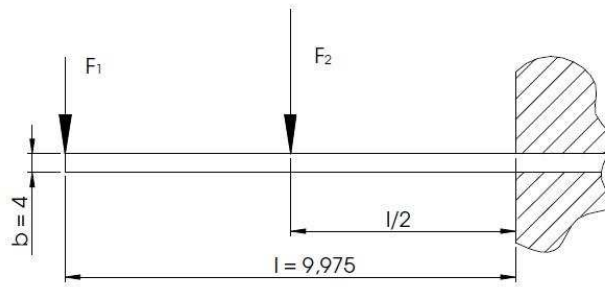
$$c_r = 25,18 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Maksimalna visina podizanja pločice ($h_{stv} = 0,00266$ m) zadovoljava potrebnu visinu podizanja pločice za nesmetano istjecanje plina u tlačni vod [1].

3. PRORAČUN OPTEREĆENIH DIJELOVA NA ČVRSTOĆU

U ovom poglavlju napraviti ćemo proračun savijanja lamele i njenog naprezanja na odrez, proračun steznih spojeva, te proračun čvrstoće vijaka.

3.1. SAVIJANJE LAMELE



Slika 5 – Shematski prikaz opterećenja lamele

Materijal lamele je nodularni lijev, a svojstva materijala od kojeg je izrađena su:

$$R_{p02} = 220 \text{ N/mm}^2 \quad \text{granica tečenja,}$$

$$\sigma_{dop} = 0,3R_{p02} \quad \text{dopušteno naprezanje,}$$

Dimenzije lamele su

$$l = 9,975 \text{ mm} \quad \text{izvučenost lamele pri najvišem tlaku,}$$

$$b = 4 \text{ mm} \quad \text{širina lamele,}$$

$$h = 26,3 \text{ mm} \quad \text{visina lamele,}$$

Sila trenja F_1 koja djeluje između lamele i stapa dana je izrazom

$$F_1 = F_{opr} \cdot \mu,$$

pri čemu je sila opruge $F_{opr} = 500 \text{ N}$, a faktor trenja $\mu = 0,1$ prilikom podmazivanja.

Nakon uvrštavanja dobivamo

$$F_1 = 50 \text{ N.}$$

Sila koja se rezultat razlike tlakova F_2 , koji djeluju na lamelu dana je izrazom

$$F_2 = (p_2 - p_1) \cdot l \cdot h,$$

gdje je $p_1 = 9,606$ bar tlak na strani usisa, $p_2 = 24$ bar tlak istiskivanja, te su b i h širina i visina lamele.

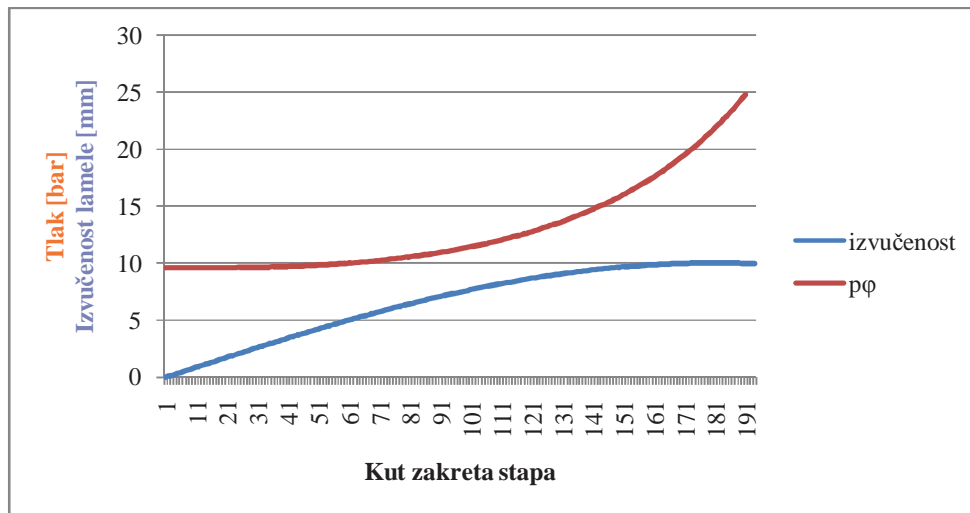
Uvrštavanjem dobivamo

$$F_2 = (24 - 9,606) \cdot 0,009975 \cdot 0,0263 \cdot 10^5,$$

odakle je

$$F_2 = 378 \text{ N}.$$

Ovisnost izvučenosti lamele i tlaka kompresije o kutu zakreta stapa u cilindru prikazuje Slika 4.



Slika 6 – Dijagram izvučenosti lamele i tlaka u cilindru u ovisnosti o kutu

Naprezanje lamele na savijanje, u oznaci σ uslijed djelovanja resultantne sile $F_R = F_1 + F_2$ u uklještenju dano je izrazom

$$\sigma = \frac{F_R \cdot 6 \cdot l}{b \cdot h^2},$$

što je nakon uvrštavanja jednako

$$\sigma = 9,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Iz rezultata se može zaključiti da je naprezanje lamele na savijanje σ manje od dopuštenog naprezanja σ_{dop} , koje iznosi 66 N/mm².

3.2. NAPREZANJE NA ODREZ

Materijal lamele je nodularni lijev, a svojstva materijala od kojeg je izrađena su

$$R_{p02} = 220 \text{ N/mm}^2 \quad \text{granica tečenja,}$$

$$\sigma_{dop} = 0.3R_{p02} \quad \text{dopušteno naprezanje,}$$

$$\tau_{dop} = 1.1\sigma_{dop} \quad \text{dopušteno tangencijalno naprezanje,}$$

$$\tau_{dop} = 1.1 \cdot 66 = 72.6 \text{ N/mm}^2 \quad \text{dopušteno tangencijalno naprezanje [3],}$$

$$A_p = b \cdot h \quad \text{površina poprečnog presjeka,}$$

Naprezanje lamele na odrez, u oznaci τ_{sr} uslijed djelovanja resultantne $F_R = F_1 + F_2$ sile u uklještenju prema Slici 5. dano je izrazom

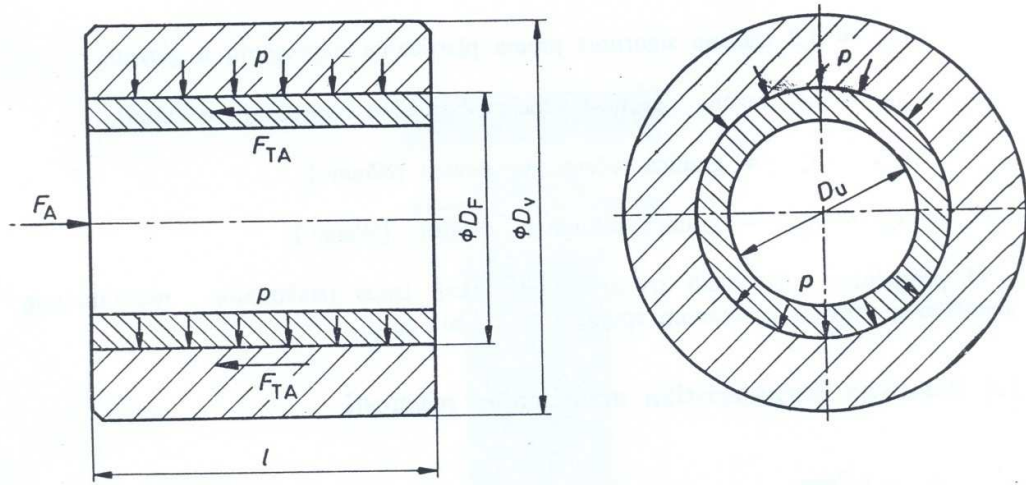
$$\tau_{sr} = \frac{F_R}{A_p},$$

nakon uvrštavanja dobivamo

$$\tau_{sr} = 4,07 \text{ N/mm}^2,$$

Iz rezultata se može zaključiti da je naprezanje lamele na savijanje τ_{sr} manje od dopuštenog naprezanja τ_{dop} , koje iznosi 72,6 N/mm².

3.3. STEZNI SPOJEVI



Slika 7 – Stezni spoj mjedene čahure i kućišta, te mjedene čahure i čahure stapa.

Ravnoteža u steznom spoju dana je izrazom[4]:

$$F_t \geq A \cdot p \cdot v = F_A \cdot S$$

gdje je

F_t	sila trenja u uzdužnom smjeru,
$A = D_F \cdot \pi \cdot L$	površina nalijeganja,
$D_{F1} = 24 \text{ mm}$	Vanjski promjer mjedene čahure na izlazima vratila iz kućišta
$D_{F1} = 38 \text{ mm}$	Vanjski promjer mjedene čahure na čahuri stapa,
p	pritisak na naliježnim površinama,
$v = 0.1$	faktor trenja prijanjanja steznog spoja između Č0545 i mjedi,
$F_A = 1000 \text{ N}$	najveća pretpostavljena aksijalna sila tokom pogona,
$D_u = 20 \text{ mm}$	unutarnji promjer mjedene čahure,
$S = 1,5$	tražena sigurnost steznog spoja za mirno opterećenje,

Duljine uprešavanja

Površine uprešavanja

$$L_1 = 59 \text{ mm}$$

$$A_1 = 4448,5 \text{ mm}^2$$

$$L_2 = 25,7 \text{ mm}$$

$$A_1 = 1937,7 \text{ mm}^2$$

$$L_3 = 26,3 \text{ mm}$$

$$A_1 = 3139,7 \text{ mm}^2$$

Minimalni pritisak u steznom spoju dan je izrazom

$$p_{min} = \frac{F_A \cdot S}{A \cdot v} \frac{\text{N}}{\text{mm}},$$

što je nakon uvrštavanja jednako

$$p_1 = 3,371 \text{ N/mm},$$

$$p_1 = 7,741 \text{ N/mm},$$

$$p_1 = 4,777 \text{ N/mm}.$$

Maksimalno dopušteni pritisak u spoju dan je izrazom

$$p_{max} = \frac{1-Q_v^2}{\sqrt{3}S_{pv}} R_{ev} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \text{za glavinu,}$$

$$p_{max} = \frac{1-Q_u^2}{\sqrt{3}S_{pu}} R_{eu} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \text{za čahuru,}$$

gdje su

$$S_{pv} = 1.3 \quad \text{tražena sigurnost prema plastičnom naprezanju u glavini,}$$

$$S_{pu} = 1.2 \quad \text{tražena sigurnost prema plastičnom naprezanju u glavini,}$$

$$R_{e\check{c}} = 285 \text{ N/mm}^2 \quad \text{granica tečenja za glavinu,}$$

$$R_{p0.2} = 120 \text{ N/mm}^2 \quad \text{granica tečenja za čahuru,}$$

a Q_v i Q_u pomoćne veličine odnosa promjera

$$Q_v = \frac{D_F}{D_v} \quad Q_{v1} = \frac{24}{30} = 0.8, \quad Q_{u1} = \frac{20}{34} = 0.83,$$

$$Q_u = \frac{D_u}{D_F} \quad Q_{v1} = \frac{24}{30} = 0.8, \quad Q_{u1} = \frac{20}{34} = 0.83,$$

$$Q_{v1} = \frac{38}{50} = 0.8, \quad Q_{u1} = \frac{20}{34} = 0.9474,$$

što je nakon uvrštavanja jednako

za glavine:

za čahure:

$$p_{maxv1} = 45,56 \text{ N/mm}^2, \quad p_{maxu1} = 17,96 \text{ N/mm}^2,$$

$$p_{maxv2} = 45,54 \text{ N/mm}^2, \quad p_{maxu1} = 17,96 \text{ N/mm}^2,$$

$$p_{maxv2} = 53,46 \text{ N/mm}^2, \quad p_{maxu1} = 5,95 \text{ N/mm}^2.$$

Relativna karakteristika maksimalne prisnosti dana je izrazom

$$\xi_{min} = K \frac{p_{max}}{E_v}$$

gdje je

$$E_v = 210\,000 \text{ N/mm}^2 \quad \text{modul elastičnosti za glavinu,}$$

$$E_u = 80\,000 \text{ N/mm}^2 \quad \text{modul elastičnosti za čahuru,}$$

$$\mu_v = 0,3 \quad \text{Poissonov faktor za glavinu,}$$

$$\mu_u = 0,35 \quad \text{Poissonov faktor za čahuru,}$$

$$K = \frac{E_v}{E_u} \left(\frac{1+Q_u^2}{1-Q_v^2} - \mu_u \right) + \frac{1+Q_v^2}{1-Q_u^2} + \mu_v \quad \text{pomoćna veličina.}$$

Pomoćna veličina nakon uvrštavanja vrijednosti iznosi

$$K_1 = 18.9,$$

$$K_2 = 18.9,$$

$$K_3 = 62.9.$$

Iznos veličina relativnih karakteristika minimalne i maksimalne prisnosti je

$$\xi_{min} = 1,6164 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad \xi_{max} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\xi_{min} = 1,6164 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad \xi_{max} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\xi_{min} = 1,7844 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \quad \xi_{min} = 4,81 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Maksimalni i minimalni preklop dani su izrazima:

$$p_{st.min} = \xi_{min} \cdot D_F$$

$$p_{st.max} = \xi_{max} \cdot D_F$$

uvršćavanjem dobivamo

$$p_{st.min1} = 0.0388 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$p_{st.max1} = 0.098 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$p_{st.min2} = 0.0388 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$p_{st.max2} = 0.098 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$p_{st.min3} = 0.0678 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$p_{st.max3} = 0.182 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Odnos ćahura i gornjeg i donjeg diska:

Gornji, donji disk - ćahura: H7 z6

$$p_{st.max} = 98 \text{ } \mu\text{m} > p_{st.max(ISO)} = 86 \text{ } \mu\text{m}$$

$$p_{st.min} = 38 \text{ } \mu\text{m} < p_{st.min(ISO)} = 52 \text{ } \mu\text{m}$$

Odnos ćahura stapa i mjedene ćahure:

Ćahura stapa – ćahura: H8 z8

$$p_{st.max} = 182 \text{ } \mu\text{m} > p_{st.max(ISO)} = 151 \text{ } \mu\text{m}$$

$$p_{st.min} = 67 \text{ } \mu\text{m} < p_{st.min(ISO)} = 73 \text{ } \mu\text{m}$$

Minimalni potrebni preklop za valjanost steznog spoja

$$p_{s.min} = p_{st.min} + 0.8(R_{zv} + R_{zu})$$

$$R_{zv} = 3.2 \quad \text{stupanj hrapavosti glavine,}$$

$$R_{zv} = 6.3 \quad \text{stupanj hrapavosti ćahure.}$$

Iz ćega slijedi uvjet valjanosti steznog spoja

$$p_{s.min} \leq p_{st.min(ISO)}$$

$$p_{s.min} = 45.6 \text{ } \mu\text{m}$$

$$45.6 \leq 52 \quad \text{uvjet je zadovoljen!}$$

3.4. PRORAČUN ČVRSTOĆE VIJAKA M6 [4]

Pretpostavljeno je djelovanje maksimalnog tlaka po cijeloj površini cilindra.

$$p_{max} = 23.98 \text{ bar} \quad \text{najveći tlak}$$

$$A_1 = \frac{0.06^2}{4} \pi = 0.002827 \text{ m}^2 \quad \text{površina djelovanja tlaka u cilindru}$$

$$A_2 = \frac{6^2}{4} \pi = 28.27 \text{ mm}^2 \quad \text{površina poprečnog presjeka vijka}$$

$$n = 6 \quad \text{broj vijaka u sklopu}$$

$$F_{max} = 1.45 F \quad \text{maksimalna sila koja djeluje na vijak}$$

$$\sigma_{dop} = 0.3 Re \quad \text{dopušteno naprezanje [5]}$$

$$Re = 400 \text{ N/mm}^2 \quad \text{granica tečenja}$$

Ukupna sila F_{uk} koja djeluje na vijke u sklopu dana je izrazom

$$F_{uk} = p_{max} \cdot 10^5 \cdot A_1 \cdot 2,$$

uvrštavanjem dobivamo

$$F_{uk} = 23.98 \cdot 10^5 \cdot 0.002827 \cdot 2$$

odakle je

$$F_{uk} = 13558 \text{ N}$$

Za odabir odgovarajućih vijaka potrebno je znati silu koja djeluje na jedan vijak F pa proizlazi

$$F = \frac{F_{uk}}{n},$$

te konačno dobivamo iznos sile na pojedini vijak

$$F = 2259 \text{ N}.$$

Za prednapregnute vijke uzimamo iznos maksimalne sile $F_{max} = 1.45 \cdot F$ iz čega slijedi

$$F_{max} = 3275 \text{ N.}$$

Sila na pojedini vijak ne smije prijeći vrijednost ograničenu dopuštenim naprezanjem $\sigma_{dop} = 120 \text{ N/mm}^2$, pa prema tome slijedi

$$F_{max} \leq A_2 \cdot \sigma_{dop}$$

odatle slijedi

$$3275 \leq 28,27 \cdot 120$$

te konačno

$$3275 \leq 3392$$

Iz rezultata se može zaključiti da sila koja djeluje na vijke ne prelazi granicu koju uvjetuje iznos dopuštenog naprezanja σ_{dop} , koje iznosi 120 N/mm^2 što znači da je izbor vijaka zadovoljavajuć.

4. PROMJENA DOBAVE KOMPRESORA

U slijedećem poglavlju prikazati ćemo kako se mijenja dobava kompresora obzirom na promjene volumetrijskog stupnja djelovanja uslijed propuštanja, temperature hlađenja temperature kondenzacije u režimu hlađenja i zbog promjene temperature isparavanja u režimu grijanja.

4.1. PROMJENA DOBAVE ZBOG PROMJENE VOLUMETRIJSKOG STUPNJA DJELOVANJA USLIJED PROPUŠTANJA λ

Pomoću općenitog iskustvenog izraza za promjenu volumetrijskog stupnja djelovanja

$$\lambda = 1 - k(\psi - 1),$$

prema literaturi [2], možemo zaključiti da se njegov iznos mijenja linearno sa omjerom tlakova ψ . Pomoću toga je moguće izračunati koeficijent k pa slijedi za $\lambda = 0,75$ pri omjeru tlakova $p_2/p_1 = \psi = 2,5$ slijedeća jednakost

$$0,75 = 1 - k(2,5 - 1),$$

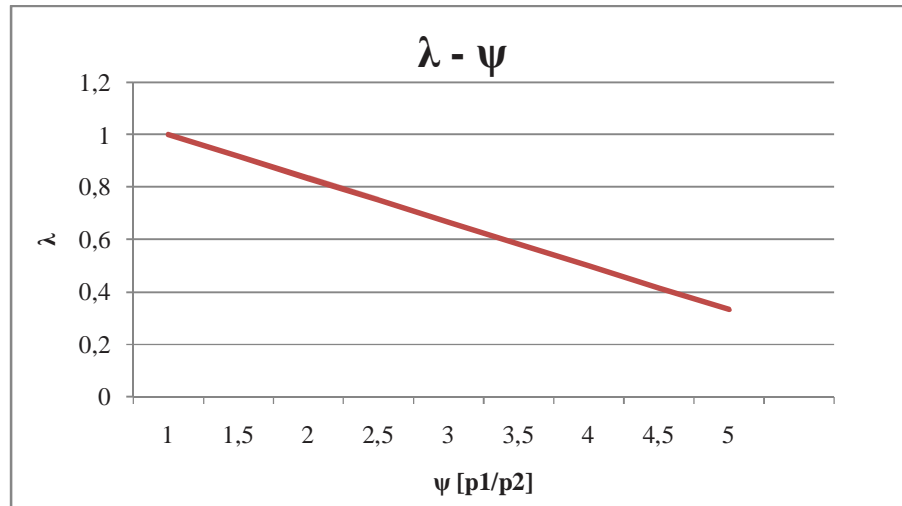
te konačno

$$k = 0,1667.$$

U Tablici 3. i na Slici 4. prikazana je promjena volumetrijskog stupnja djelovanja uslijed propuštanja u ovisnosti o omjeru tlakova usisne i tlačne strane kompresora .

ψ	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
λ	1	0,9167	0,8333	0,75	0,6666	0,5833	0,4999	0,4166	0,3332

Tablica 3 – Promjena volumetrijskog stupnja djelovanja u ovisnosti o omjeru kompresije.



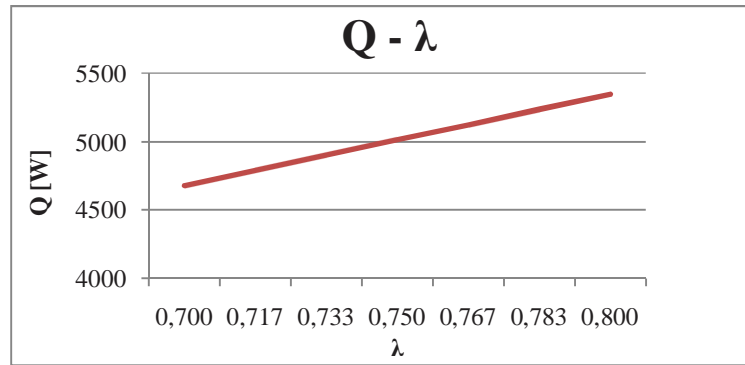
Slika 8 - λ ψ dijagram

Na Slici 8. vidljiv je linearni karakter promjene volumetrijskog stupnja djelovanja uslijed propuštanja u ovisnosti o omjeru tlakova kojekompresor mora savladati prilikom rada. Pomoću ovih podataka promotrit ćemo kako se mijenja promjena učina kompresora. U Tablici 4. prikazan je utjecaj promjene omjera kompresije na volumetrijski stupnj djelovanja uslijed propuštanja na a samim time i na dobavu kompresora.

ψ	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2
λ	0,700	0,717	0,733	0,750	0,767	0,783	0,800
l [m]	0,0263	0,0263	0,0263	0,0263	0,0263	0,0263	0,0263
n [m]	24	24	24	24	24	24	24
R [m]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
r[m]	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
e [m]	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
e/r	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
n*λ*l	0,442	0,452	0,463	0,473	0,484	0,494	0,505
Ax10 ⁻³	0,862	0,862	0,862	0,862	0,862	0,862	0,862
qvax10 ⁻³ [m ³ /s]	0,381	0,390	0,399	0,408	0,417	0,426	0,435
Q [W]	4676,408	4787,783	4899,158	5010,533	5121,908	5233,282	5344,657

Tablica 4 – Promjena učina uslijed promjene volumetrijskog stupnja djelovanja uslijed propuštanja λ.

Na Slici 9. je dijagramski prikaz podataka iz Tablice 4. na kojoj je uočljiva velika promjena dobave ΔQ od 668.25 W za promjenu volumetriskog stupnja djelovanja uslijed propuštanja od 0,1. Prema dobivenim podacima se može zaključiti da dobava kompresora znatno ovisi o omjeru tlakova koji mora savladat.



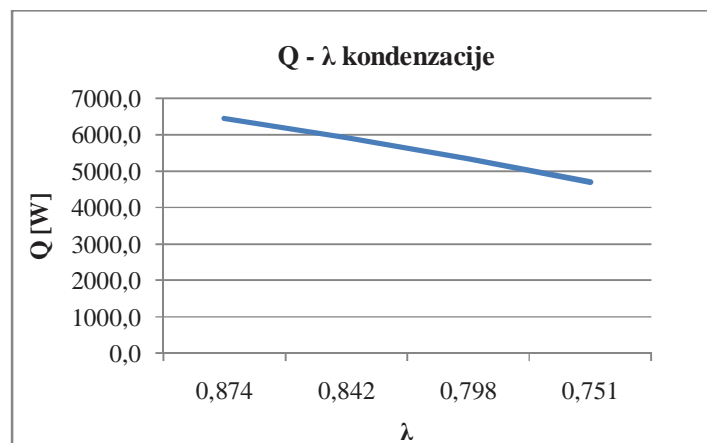
Slika 9 – Qλ dijagram

4.2. USLIJED PROMJENE TEMPERATURE KONDENZACIJE U REŽIMU HLAĐENJA (ISPARAVANJE NA 6°C [6])

Obzirom da se da promjenom temperature kondenzacije mijenja i tlak pri kojem dolazi do kondenzacije te se mijenja i volumetrički stupanj djelovanja uslijed propuštanja, a samim tim i dobava kompresora. Zavisnost navedenih veličina prikazana je Tablicom 5.

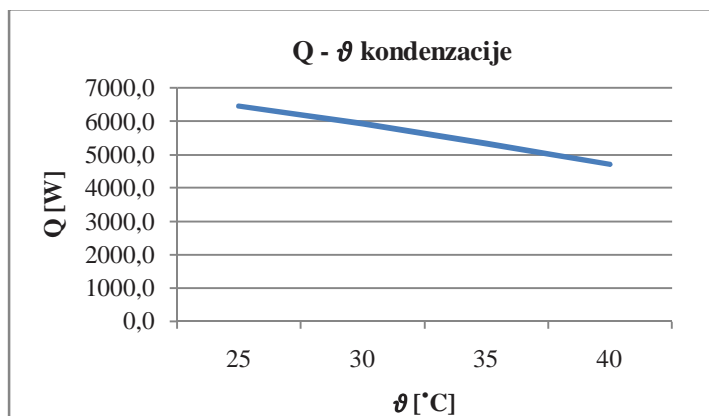
ϑ [°C]	25	30	35	40
h_1 [kJ/kg]	210	210	210	210
h_4 [kJ/kg]	20	29	38	49
p_1 [bar]	9,606	9,606	9,606	9,606
p_2 [bar]	16,854	18,698	21,219	23,981
ψ	1,755	1,946	2,209	2,496
λ	0,874	0,842	0,798	0,751
Q [W]	6452,0	5921,4	5334,7	4693,7

Tablica 5 – Promjena učina ovisno o temperaturi kondenzacije



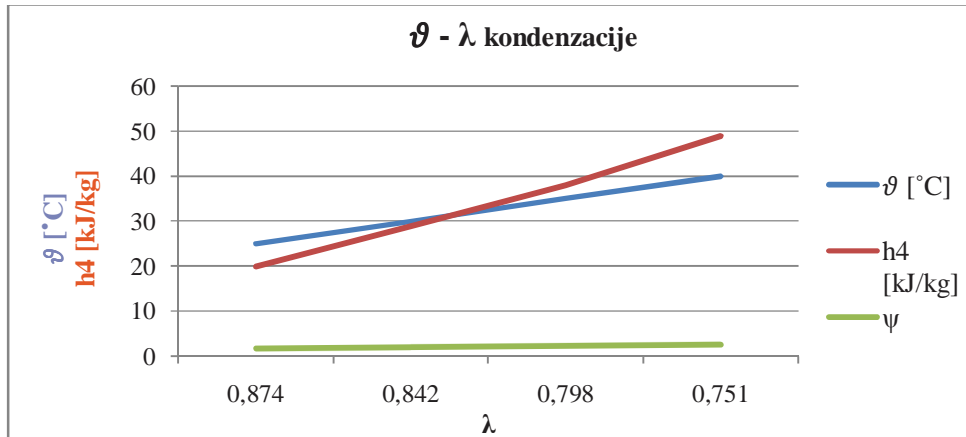
Slika 10 – Qλ dijagram kondenzacije

Promjenu učina u ovisnosti o volumetričkog stupnja djelovanja prikazuje Slika 10. prema podacima iz Tablice 5. Iz priloženog se vidi da se učin smanjuje sa smanjenjem volumetričkog stupnja djelovanja.



Slika 11 – $Q\theta$ dijagram kondenzacije

Promjenu učina u ovisnosti o promjeni temperature kondenzacije prikazuje Slika 11. prema podacima iz Tablice 5. Iz priloženog se vidi da se učin smanjuje sa povećanjem temperature kondenzacije.



Slika 12 – $\theta\lambda$ dijagram kondenzacije

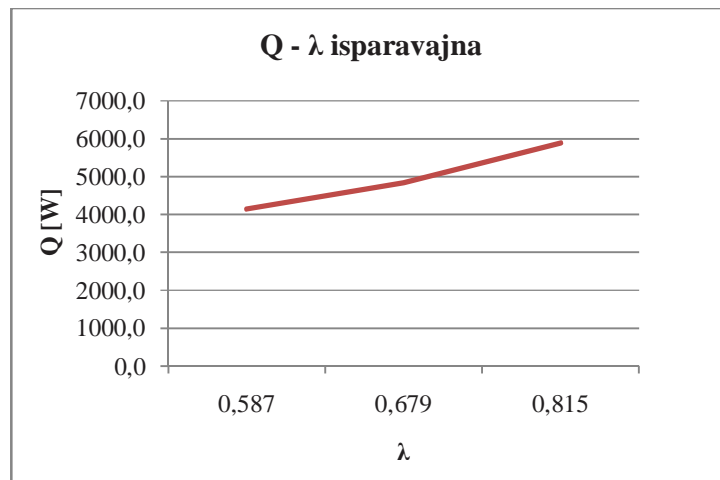
Dijagramom na Slici 12. je prikazana međusobna ovisnost temperature isparavanja, omjera tlaka isparavanja i kondenzacije i promjene specifične entalpije.

4.3. USLIJED PROMJENE TEMPERATURE ISPARAVANJA U REŽIMU GRIJANJA (KONDENZACIJA NA 25°C [6])

Obzirom da se da promjenom temperature isparavanja mijenja i tlak pri kojem dolazi do isparavanja te se mijenja i volumetrički stupanj djelovanja uslijed propuštanja, a samim tim i dobava kompresora. Zavisnost navedenih veličina prikazana je Tablicom 6.

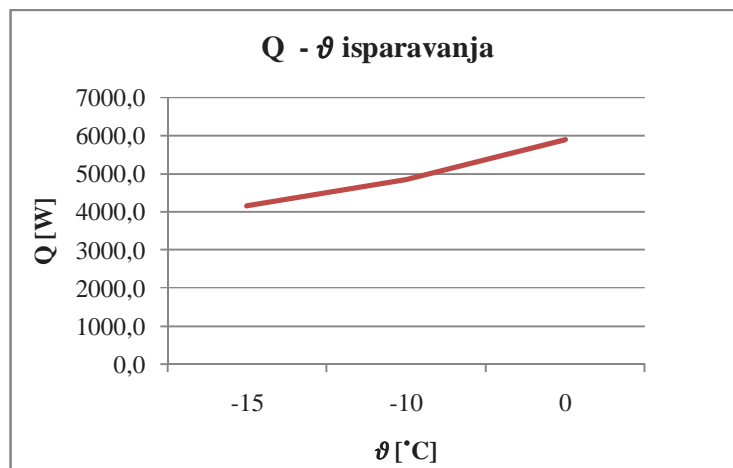
ϑ [°C]	-15	-10	0
h_1 [kJ/kg]	202	204	206
h_4 [kJ/kg]	20	20	20
p_1 [bar]	4,845	5,759	7,986
p_2 [bar]	16,854	16,854	16,854
ψ	3,479	2,927	2,110
λ	0,587	0,679	0,815
Q [W]	4148,5	4851,9	5887,5

Tablica 6 – Ovisnost učina o promjeni temperature isparavanja

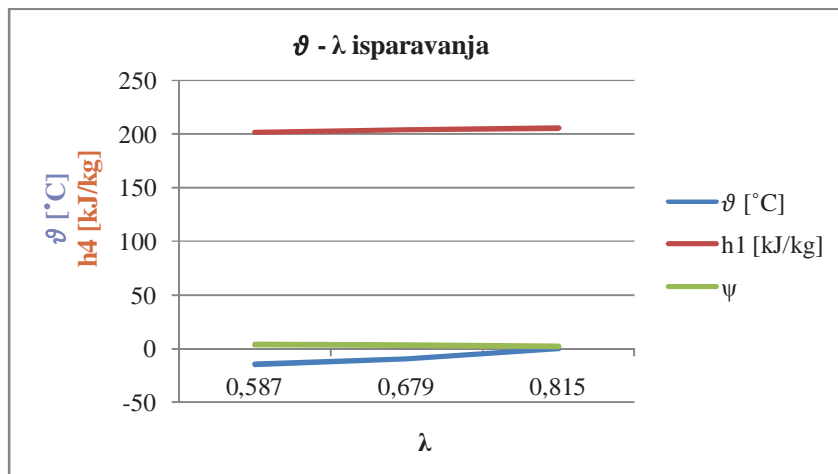


Slika 13 – $Q\lambda$ dijagram isparavanja

Promjenu učina u ovisnosti o volumetričkog stupnja djelovanja prikazuje Slika 13. prema podacima iz Tablice 6. Iz priloženog se vidi da se učin povećava sa povećanjem volumetričkog stupnja djelovanja.


 Slika 14 – $Q\theta$ dijagram isparavanja

Promjenu učina u ovisnosti o promjeni temperature kondenzacije prikazuje Slika 14. prema podacima iz Tablice 6. Iz priloženog se vidi da se učin povećava sa povećanjem temperature isparavanja.


 Slika 15 – $\theta\lambda$ dijagram isparavanja

Dijagramom na Slici 15. je prikazana međusobna ovisnost temperature isparavanja, omjera tlaka isparavanja i kondenzacije i promjene specifične entalpije.

5. ZAKLJUČAK

Ovim radom obuhvaćeno je proračunavanje osnovnih dimenzija i parametara rada kompresorskog agregata za rad u rashladnom i ogrijevnom režimu. Na temelju termodinamičkih proračunskih podataka bilo je potrebno naći konstrukcijsko rješenje za izvedbu svih sastavnih dijelova takvog kompresorskog agregata. Tijekom konstruiranja bitne dijelovi konstrukcije ispitatni su na čvrstoću s ciljem uklanjanja eventualnih mogućnosti otkaza agregata tijekom rada. Prilikom izrade proračuna čvrstoće i konstrukcije birani su materijale koji svojim karakteristikama zadovoljavaju zahtjeve: klizna svojstva, čvrstoća materijala, pogodnost obradi odvajanjem čestica, itd.

Zbog sve veće potrebe za zaštitom okoliša i zahjevima na fleksibilnost raspoloživog kapaciteta kompresorskog agregata isti je izveden s mogućnosti reguliranja dobave radnog medija.

6. LITERATURA

- [1] A. Galović, Termodinamika I, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2002.
- [2] M. Andrassy, Stapni kompresori, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.
- [3] I. Alfrević, Nauka o čvrstoći I, Tehnička knjiga, Zagreb, 1995
- [4] Karl-Heinz Decker, Elementi strojeva, Tehnička knjiga, Zagreb 1980.
- [5] B. Kraut, Krautov strojarski priručnik, Axiom, Zagreb, 1997.
- [6] T. Ćurko, S. Mudrinić, Radne tvari u tehnici hlađenja, FSB, Zagreb, 2000.

7. PRILOG

8. CRTEŽI

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

A	m^2	-površina
b	m	-širina
c	m/s	-brzina
D,d	m	-promjer
E	N/mm ²	-modul elastičnosti
e	m	-ekscentricitet
F	N	-sila
h	J/kg	-specifična entalpija
h	m	-visina
K	-	-pomoćna veličina
k	-	-koeficijent nagiba pravca
l	m	-duljina
m	kg	-masa
m	kg/s	-protočna masa
n	s ⁻¹	-broja okretaja
p	Pa, N/m ²	-tlak
Q	J	-toplina, učin
q _o	J/kg	-razlika entalpija
q _m	kg/s	-maseni protok
q _v	m ³ /s	-volumni protok
R,r	m	-radijus
R _{p0.2}	N/mm ²	-granica razvlačenja
Re	N/mm ²	-granica tečenja
s	J/kgK	-specifična entropija

T	K	-termodinamička temperatura
V	m ³	-volumen
v	m ³ /kg	-specifični volumen

Grčke oznake

α, β	°, rad	-kut
λ	-	-volumetrijski stupanj djelovanja
ϑ	°C	-temperatura
κ	-	-eksponent adijabate
ν	-	-faktor trenja prijanjanja
ρ	kg/m ³	-gustoća
τ	N/mm ²	-tangencijalno naprezanje
τ	s	- vrijeme
σ	N/mm ²	-svojno naprezanje
μ	-	-Poissonov faktor
ξ	-	-relativna karakteristika maksimalne prisnosti
φ	rad	-kut
ψ	-	- omjer kompresije
ω	rad/s	-kutna brzina